

〈講 座〉

水 擊 作 用(Ⅲ)

우 효 섭*
Woo, Hyo-Seop

記 號

a' : 기체-액체 혼합물에서의 압력과의 전파속도
 C_k : 공기방출관계식의 계수
 D : 터보펌프의 크기
 H : i) 터보펌프에 의해 유체가 받거나 잃은 총 動水頭
 H₀ : 표준상태에서의 압력수두
 H_s : 포화상태에서의 압력수두
 H_a : 관내의 절대압력수두

Hatm : 대기압(수두)
 I : 회전체의 polar moment
 m : i) 회전체의 질량; ii) 방출된 공기의 질량
 N : 터보펌프축의 회전수
 P : 터빈에 의한 動力
 P_G : 발전기에 흡수된 動力
 R_g : 회전질량의 회전반경 (radius of gyration)
 T : 터보펌프축의 토크(torque)

W : 회전체의 중량
 w : 터보펌프축의 각속도
 S : Henry 법칙의 계수
 Y : Servomotor축의 위치
 y : 무차원 Y값(y=Y/Y₀)
 α : 무차원 회전수(α=N/N_R)
 β : 무차원 토크(β=T/T_R)
 h : 무차원 水頭(h=H/H_R)
 v : 무차원 유량(v=Q/Q_R)
 η : 터보펌프의 효율

아래첨자

R : 최대효율점(rated)에서의 값
 O : i) 정상류에서의 값; ii) Δt시 작시의 값

5. 펌프에 의한 水擊作用의 해석

펌프와 터빈은 水力機械(hydomachinery)에 관련된 過渡流의 해석에서 가장 중요한 위치를 차지하고 있다. 특히 펌프는 각종산업에 널리 사용되며, 그 용량도 인공심장에서 혈액의 순환을 도와주는 초미니 펌프부터 홍수시 遊水地의 排水를 위한 초대형 펌프에 이르기까지 다양하다. 펌프에 의한 수격작용의 좋은 예로는 수리실험실에 장치된 펌프를 작동중에 밸브를 조절하지 않고 급히 정지시키는 경우 펌프의 흡입부에 생기는 과도한 압력과 배출부에 생기는 負壓 등에 의한 수격현상을 들 수 있다.

본 강좌에서는, 펌프의 급격한 정지(pump failure)시나 작동시에 발생하는 과도류의 기본적인 수학모형과 단일펌프의 경계조건에 대해 간략히 논한다.

5.1 相同 터보펌프의 특성

펌프나 터빈과 같은 수력기계들이 기하학적으로 서로 비슷하고, 또한 비슷한 속도벡터분포를 가지는 경우 두 수력기계들은 서로 相同(homologous)하다고 한다. 수력기계의 상동방정식들은 다음과 같이 표시될 수 있다.

$$\frac{H_1}{(N_1 D_1)^2} = \frac{H_2}{(N_2 D_2)^2}, \frac{Q_1}{N_1 D_1^3} = \frac{Q_2}{N_2 D_2^3} \quad (5.1)$$

위식에서 H, N, D, Q는 각각 총 動水頭, 터보 펌프축의 회전속도, 터보펌프의 대표크기, 유량을 나타내며 첨자 1과 2는 서로 다른 두개의 터보 펌프를 나타낸다. 어느 특정한 터보펌프의 경우 $D_1=D_2$ 이므로, 식(5.1)은 다음과 같이 표시된다.

$$\frac{H_1}{N_1^2} = \frac{H_2}{N_2^2}, \frac{Q_1}{N_1} = \frac{Q_2}{N_2} \quad (5.2)$$

위식에서, 첨자 1과 2는 한 수력기계의 서로 다른 두 작동상태를 나타낸다.

相同理論에서는 터보펌프에 의한 일의 효율(받은 에너지/한 일)은 터보펌프의 크기에 따라 변하지 않으므로,

$$\frac{T_1 N_1}{Q_1 H_1} = \frac{T_2 N_2}{Q_2 H_2} \quad (5.3)$$

위식에서는 T는 터보펌프축의 토크(torque)를 나타낸다. 식(5.2)와 (5.3)은 다음과 같이 결합된다.

$$\frac{T_1}{N_1^2} = \frac{T_2}{N_2^2}, \frac{H_1}{Q_1^2} = \frac{H_2}{Q_2^2}, \frac{T_1}{Q_1^2} = \frac{T_2}{Q_2^2} \quad (5.4)$$

한편, H, T, Q, N등은 최대 효율점에서의 값들(rated quantities), H_R, T_R, Q_R, N_R 등을 이용하여 각각 다음과 같이 무차원화 된다.

$$h = \frac{H}{H_R}, \beta = \frac{T}{T_R}, v = \frac{Q}{Q_R}, \alpha = \frac{N}{N_R} \quad (5.5)$$

따라서, 식(5.5)를 이용하면 무차원량으로 표시된 相同 관계식들이 다음과 같이 표시된다.

$$\frac{h}{\alpha^2} \sim \frac{v}{\alpha}, \frac{\beta}{\alpha^2} \sim \frac{v}{\alpha}, \frac{h}{v^2} \sim \frac{\alpha}{v}, \frac{\beta}{v^2} \sim \frac{\alpha}{v} \quad (5.6)$$

위의 값들은 터보펌프가 정상 작동시는 모두 陽의 값들이나 과도류에서 陰이나 0이 되므로 수치적인 취급이 어렵다. 따라서, 특히 식(5.6)의 처음 두 관계식들은 다음과 같은 변형되어 사용된다(Marchal, et al. 1965).

$$\frac{h}{\alpha^2 + v^2} \sim \tan^{-1} \frac{v}{\alpha}, \frac{\beta}{\alpha^2 + v^2} \sim \tan^{-1} \frac{v}{\alpha} \quad (5.7)$$

극좌표계에서 직각좌표계로 변환시키기 위해 식(5.7)은 다시 다음과 같이 변환된다.

$$WH(x) = \frac{h}{\alpha^2 + v^2}, WB(x) = \frac{\beta}{\alpha^2 + v^2};$$

$$x = \pi + \tan^{-1} \frac{v}{\alpha} \quad (5.8)$$

위식에서, x는 0에서 2π 까지 변함에 따라 $0 \sim \pi/2, \pi/2 \sim \pi, \pi \sim 3/2\pi, 3/2\pi \sim 2\pi$ 등 4개의 구역이 형성되며, 이를 각각 Turbine Zone, Dissipation Zone, Normal Zone, Reversed Speed Dissipation Zone이라 한다. 따라서, h, β, v, α 등의 값들이 정해지면 그에 따른 식(5.8)에 의해 x값과 WH(x), WB(x)값들이 결정되며 이러한 값들은 횡축을 x축, 종축을 WH와 WB축으로 한 직교좌표계에 특성곡선으로 표시될 수 있다.

5.2 Head Balance 방정식과 속도변화의 계산

그림 5.1과 같은 단일관로에 펌프가 있는 경우, 펌프 전후단에서의 에너지 보존법칙은 다음과 같이 표시된다.

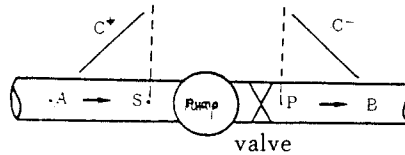


그림 5.1 단일관로상의 펌프와 밸브

$$HP = HS + H - HV \quad (5.9)$$

위식에서 HS와 HP는 각각 펌프의 전후단에서의 水頭이며, H는 펌프에 의해 액체가 받은 총 動水頭이며 HV는 밸브에서의 수두손실이다. 한편, S점(펌프흡입구)에서의 C⁺-방정식은 다음과 같이 표시될 수 있다.

$$HS = C_p - BS \quad (5.10)$$

또한 P점(밸브)에서의 C-방정식은 다음과 같다.

$$HP = C_M + BP \quad (5.11)$$

반면에, 연속방정식의 조건에서 S와 P점에서의 유량의 변화는 없으므로

$$QS = QP \quad (5.12)$$

한편, 식(5.9)의 H는 식(5.8)을 이용하면 다음과 같이 표시된다.

$$H = H_R, h = H_R (\alpha^2 + v^2) WH \left(\pi + \tan^{-1} \frac{v}{\alpha} \right) \quad (5.13)$$

윗 식에서 WH(x)와 x의 관계(펌프곡선)를 x주위에서 직선으로 근사적으로 대치하면,

$$WH(x) = A_0 + A_1 x \quad (5.14)$$

윗식에서, A_0 와 A_1 은 펌프곡선을 차분화하여 얻어지는 값들이다.

식(5.9)의 밸브손실 HV는 다음과 같이 표시된다.

$$HV = \frac{\Delta H_v |v|}{J^2} \quad (5.15)$$

윗식에서 ΔH 는 $J=1$ (완전개방)에서 $Q=Q_R$ 인 경우의 밸브의 수두손실이다. 따라서, 식(5.10)~(5.15)를 식(5.9)에 대입하여 정리하면 다음과 같은 Head Balance 방정식이 얻어진다.

$$F_1 = (C_P - C_M) - (BS + BP) Q_R \cdot v + H_R (\alpha^2 + v^2) \left[A_0 + A_1 \left(\pi + \tan^{-1} \frac{v}{\alpha} \right) \right] - \frac{\Delta H_v |v|}{J^2} = 0 \quad (5.16)$$

윗식에서 미지수는 α 와 V 이며 다른 변수들은 모두 기지의 값들이다.

한편, 터보펌프에서의 토크는 회전체의 자중과 날개에 의해 돌아가는 물무게의 합 W , 회전질량의 회전반경(radius of gyration) R_g , 각속도 dw/dt 등으로 다음과 같이 표시된다.

$$T = - \frac{WR_g^2}{g} \frac{dw}{dt} \quad (5.17)$$

Δt 시간 시작시의 토크를 T_0 , Δt 시간 끝날 때의 토크를 $T_p (=T)$ 라 하고,

$$w = N_R \frac{2\pi}{60} \alpha, \beta_0 = \frac{T_0}{T_R}, \beta = \frac{T_p}{T_R} \quad (5.18)$$

로 표시하면 식(5.17)은 다음과 같이 표시된다.

$$\beta = C_{31} (\alpha_0 - \alpha) - \beta_0 \quad (5.19)$$

$$\text{여기서, } C_{31} = \frac{WR_g^2}{g} \frac{N_R}{T_R} \frac{\pi}{15\Delta t}$$

α_0 는 Δt 시간 시작시의 무차원 회전수이다.

식(5.14)와 마찬가지로, 펌프특성곡선 $WB(x)$ 를 직선으로 근사적으로 대치하면,

$$\frac{\beta}{\alpha^2 + v^2} = WB(x) = B_0 + B_1 \cdot x \quad (5.20)$$

따라서 식(5.19)와 (5.20)을 합하면 다음과 같은 속도변화에 방정식이 얻어진다.

$$F_2 = (\alpha^2 + v^2) \left[B_0 + B_1 \left(\pi + \tan^{-1} \frac{v}{\alpha} \right) \right] + \beta_0 - C_{31} (\alpha_0 - \alpha) = 0 \quad (5.21)$$

윗식에서, 미지수는 V 와 α 이며 다른 변수들은 모두 기지의 값들이다.

5.3 펌프경계조건

식(5.16)과 (5.21)은 두개의 미지수 α 와 V 에 관한 연립방정식을 형성한다. 이 연립방정식의 해는 Newton-Raphson 방법과 같은 수치해석을 이용하여 구할 수 있다. v 값이 구해지면 $QP = v \cdot Q_R$ 에서 QP 값을 알 수 있으며, HP 값은 식(5.11)에서 구할 수 있다.

병렬이나 직렬연결된 펌프의 경우 경계조건은 전술한 단독펌프의 경우보다는 조금 더 복잡하며 자세한 사항은 수격작용을 다루는 전문참고서(Fluid Transients, Wylie & Streeter; Applied Hydraulic Transients, Chaudhry)등을 참고하기 바란다.

6. 수력발전소에서의 수격작용의 해석

수력발전소의 전형적인 관망시스템은 그림 6.1과 같다. 이와같은 수력발전소의 관망시스템에서 수학모형의 주대상이 되는 것은, 1) 調壓水槽(surge tank)를 포함한 상하류의 관망, 2) 터빈과 발전기, 3) 거버너(governor) 등이다. 본고에서는 특히 터빈과 거버너의 수학모형에 대해 설명하고자 한다.

수력발전소 등에 설치된 터빈(혹은 터빈과 펌프의 겸용인 터보펌프)에 電氣負荷(load)가 변하는 경우 과도류에 의한 수격작용이 일어날 수 있다. 대표적인 과도류 발생요인으로는, 터빈의 작동(strat-up), 부하허용(load acceptance), 부하기각(load rejection) 등을 들 수 있다. 이러한 과도류에 의한 터빈에서의 수격작용의 해석은 펌프의

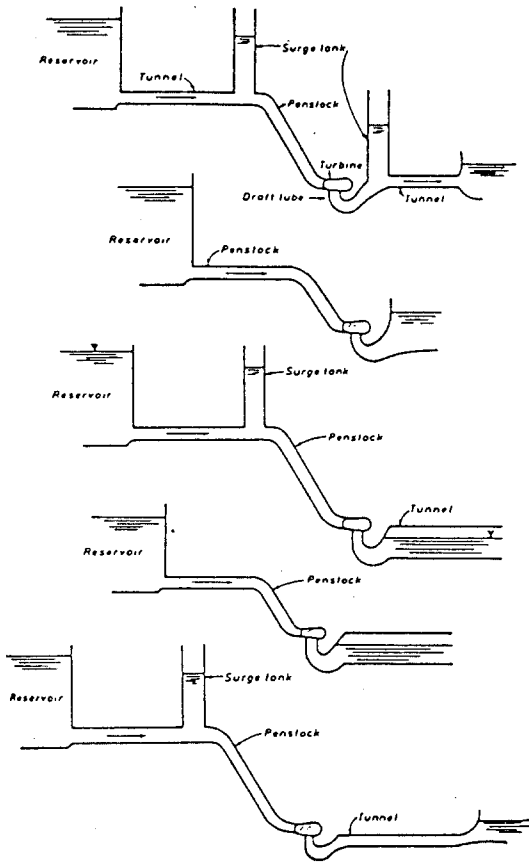


그림 6.1 수력발전소의 전형적인 관망시스템 (Applied Hydraulic Transients, Chaudhry, 1987)

경우보다 약간 더 복잡하며, 전장에서 서술한 펌프의 특성방정식들 이외에, 1) 거버너의 동적반응, 2) 게이트 위치에 따른 터빈 특성곡선의 변화 등의 부수적인 해석이 필요하다.

6.1 터빈과 거버너 방정식

발전기의 전기부하가 변함에 따라 터빈축의 회전속도 역시 바뀌며, 이때 생기는 토크의 변화 ΔT_n 은 다음과 같이 표시된다.

$$\Delta T_n = I \frac{dw}{dt} \quad (6.1)$$

윗식에서 I 는 터빈-발전기 일체에서 회전부품의 무게와 액체의 무게의 합 of polar moment ($I = WR_g^2/g$)이다. 이러한 토크의 변화 ΔT_n 에 터빈

-발전기 축의 회전각속도 w 를 곱한 값은 터빈에 의해 행하여진 동력 $P (= \gamma Q H \eta)$ 와 발전기에 흡수된 동력 P_G 의 차이므로,

$$P - P_G = I w \frac{dw}{dt} \quad (6.2)$$

윗식은 무차원 토크 비 $\beta (= T/T_0)$, 무차원각속도 비 $\alpha = W/W_0$, 그리고 정상가동시의 동력 $P_0 (= T_0 W_0 = \gamma Q_0 H_0 \eta_0)$ 등을 이용하여 다음과 같이 표시된다.

$$T_m \frac{d\alpha}{dt} = \beta - \frac{P_G}{P_0 \alpha} \quad (6.3)$$

$$\text{여기서, } T_m = \frac{I W_0^2}{P_0} \quad (6.4)$$

식(6.4)에서, T_m 은 T_0 상태하에 처음 0부하에서 정상부하가 될 때까지의 경과시간을 나타낸다.

거버너는 전기시스템에서 필요한 동력과 수력을 무리없이 연결시켜 주는 일련의 장치이다. 수력을 조정하기 위한 기계적인 장치로는 Pelton식의 충격터빈의 경우 Needle valve, Francis식의 반동터빈의 경우 Wicket gate, Kaplan 터빈의 경우 Runner blades 등이 사용된다. 그림 6.2은 대표적인 Dashpot governor를 개략적으로 보여준다.

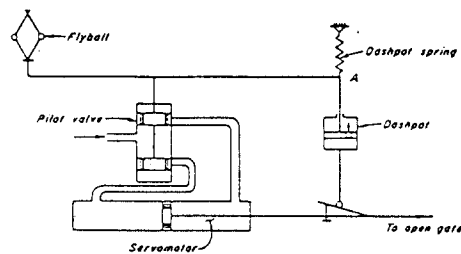


그림 6.2 Dashpot Governor (Applied Hydraulic Transients, 1987)

발전기의 부하의 변화 때문에 생기는 터빈축의 회전속도의 변화는 그림 6.2의 Flyball head에 전달되어 이것은 다시 Spool valve (Pilot valve)를 작동시킨다. 이때 고압의 유체압력은 Servomotor를 움직여 gate나 valve를 열리게 하여

터빈에 들어가는 유량을 변화시킨다. 밸브가 열림에 따라 Dashpot은 내려앉게 되어 Dashpot spring 작용에 의해 Spool valve의 위치가 바뀌어 Servomotor의 작동이 중단되거나 바뀌게 된다. 이러한 일련의 유량-전력 조절 장치에 의해 터빈과 발전기는 안정을 유지한다.

터빈에서의 과도류에 의한 수격작용의 해석을 위해서는 바로 이러한 거버너의 동적반응에 대한 수학모형이 필요하다. Dashpot governor의 수학모형에는 보통 Block diagram이라는 거버너의 각 부품에 대한 수학모형과 각 부품에서의 입출력 방향을 도식적으로 표시한 다이어그램이 사용된다.

거버너 방정식은 다음과 같이 표시될 수 있다.

$$T_d T_\alpha \frac{d^2 y}{dt^2} + T'_\alpha \frac{dy}{dt} + \sigma(y-1) + \alpha - 1 + T_\alpha \frac{d\alpha}{dt} = 0 \quad (6.5)$$

윗식에서, $y=Y/Y_0$; Y =Servomotor 축의 위치, Y_0 =정상류에서의 Y 값이며

$$\sigma = \frac{\alpha - 1}{y - 1}$$

이고, T_d , T_α , T'_α =거버너 각 부품의 작동에 관련된 계수들이다.

6.2 터빈특성곡선

전술한 5장의 펌프의 경우 단일 펌프특성곡선이 사용되나, 터빈의 경우 게이트의 위치에 따라 특성곡선이 달라지므로 보다 많은 자료가 필요하다. 이러한 게이트의 위치(gate angle)에 따른 효율, 유량, 수두, 출력 등을 그래프로 표시한 것을 Hill chart라 한다. 이러한 Hill chart를 기준으로 펌프에서와 마찬가지로 $WH(x)$ 와 $WB(x)$ 곡선들이 얻어진다.

6.3 터빈에서의 과도류의 수학모형

터빈에서의 과도류의 수학모형은 다음과 같은 4개의 방정식들로 구성된다.

(1) C^+ -방정식

Penstock에서 터빈까지는 C^+ -방정식이 유효하며 이는 다음과 같다.

$$HP = CP - BQP \quad (6.6)$$

(2) $WH(x)$ 와 $WB(x)$ 의 근사선형 방정식

펌프에서와 마찬가지로, 특성수두곡선 $WH(x)$ 과 특성토크곡선 $WB(x)$ 의 근사선형방정식은 각각 다음과 같다.

$$HP = H_R (\alpha^2 + v^2) (A_0 + A_2 x) \quad (6.7)$$

$$T = T_R (\alpha^2 + v^2) (B_0 + B_2 x) \quad (6.8)$$

윗식에서 A_0 , A_1 , B_0 , B_1 등은 operation zone에 따른 결정되는 계수들이다.

(3) 터빈-토크 방정식

$$\frac{T}{T_R} - \frac{P_G}{\alpha} \frac{C}{T_R w_R} = \frac{w_R}{T_R} \frac{WRg^2}{g} \frac{d\alpha}{dt} \quad (6.9)$$

윗식에서, C 는 단위시스템에 관련된 환산계수이다.

(4) 거버너 방정식(6.5)

위의 4개의 방정식들 중에서 식(6.6)과 (6.7)은 다음과 같이 결합된다.

$$F_1 = CP - BQ_R v - H_R (A_0 + A_1 x) (\alpha^2 + v^2) = 0 \quad (6.10)$$

마찬가지로, 식(6.9)를 적분하여 식(6.8)과 결합하면 다음과 같이 표시된다.

$$F_2 = (B_0 + B_1 x) (\alpha^2 + v^2) + \beta_0 - C \left[\frac{P_G}{\alpha} + \left(\frac{P_G}{\alpha} \right)_0 \right] - \frac{2T_m}{\Delta t} (\alpha - \alpha_0) = 0 \quad (6.11)$$

윗식에서 아래첨자 '0'는 Δt 시작시의 값들을 표시한다. 식(6.5) 역시 적분되어 다음과 같이 표시된다.

$$F_3 = 2 \left[\frac{y - y_0}{\Delta t} - z_0 \right] + \frac{T'_\alpha}{T_d T_\alpha} (y - y_0) + \frac{\Delta t}{2 T_d T_\alpha} \left[\sigma (y + y_0 - 2) + (\alpha + \alpha_0 - 2) \right] + \frac{\alpha - \alpha_0}{T_\alpha} = 0 \quad (6.12)$$

따라서 식(6.10), (6.11), (6.12)는 세개의 미지수 α , v , y 에 대한 연립방정식을 형성하여 Newton 방법 등의 수치해석을 이용하여 구할 수 있다.

7. Column Separation/Entrapped Air

지금까지의 관에서의 수격작용의 해석에는 均

質의 단일 액체의 1차원흐름이라는 가정에서 출발했다. 이러한 균질성(homogenous)액체라는 가정은 대부분의 수격작용의 해석에 큰 무리없이 성립되나 몇가지 경우에 있어서는 그 가정의 타당성이 큰 문제가 된다. 그 대표적인 예가 관내 액체의 분리(column separation), 공기방출(air release), 그리고 공기가 관내에 갇히는(entrapped air)현상 등이다.

관내에 정상으로 흐르는 액체가 어느 한 원인에 의해 과도류로 되어 수격작용에 의해 관내의 압력이 증기압 이하로 떨어지는 경우 空洞現象(cavitation)이 일어날 수 있다. 이러한 공동현상에 의해 발생된 증기나 공기방울(air/vapor bubbles)들이 관내에 널리 확산 분포되는 경우 관내의 액체는 더 이상 single-phase flow로 볼 수 없으며 gas-liquid의 two-phase flow가 된다. 따라서, 이 경우 액체-기체 혼합물의 K 및 ρ 값들이 달라지므로, 식(2.10)에 의해 압력파의 전파속도 역시 달라진다. 또한, 이렇게 관내에 분포된 기체방울들은 관의 상승부분 등에 모여 커다란 공동을 형성할 수 있으며 이 경우 액체는 전후단이 분리되는 소위 水柱分離現象이 일어난다. 이러한 1)수격작용, 2)공동현상, 3)수주분리 등 일련의 현상들은 동시에 관망에 분포될 수 있고 순차적으로 일어날 수도 있다.

또한, 펌프 등을 작동시켜 빈 관을 급속히 채우는 경우 관내에 있던 공기는 미처 빠져나가지 못하고 관내의 상승부에 남게되는 경우가 있으며 이 경우 고속의 액체는 관내에 갇힌 공기를 압축시켜 예기치 않은 높은 관압력을 야기시킬 수 있다.

본 강좌에서는 column separation/air release 현상의 수학적모형에 대해, 1)공기방출을 고려하지 않은 수주분리현상의 모형, 2)공기방출을 고려한 모형 등 두개로 나누어 설명하고자 한다.

7.1 공기방출을 고려하지 않은 수주분리 모형

그림 7.1과 같이 관의 일부가 상승된 경우, 증기압이하로 떨어져 생성된 증기방울들은 i-단면 주위에 몰려 하나의 커다란 공동을 형성하게 된다.

이 경우의 수학적모형은 수주분리가 일어난 단면을 하나의 새로운 경계단면으로 간주되어 처리될 수 있다. 즉, Δ시간 동안 생성된 공동의 크기

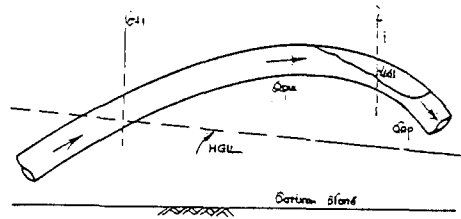


그림 7.1 수주분리 모형

(Vol)는 i-단면으로의 유입량 Qpu와 유출량 Qp로 다음과 같이 표시된다.

$$Vol = \sum (Q_p - Q_{pu}) \Delta t \quad (7.1)$$

관내압력이 변함에 따라 이러한 공동이 사라지고 두 水柱가 다시 합치는 경우, Joukowsky식에 의해 i-단면의 전후단의 유속차이 만큼 압력증가가 발생한다. 즉,

$$\Delta H = \frac{a}{2gA} (Q_{pu} - Q_p) \quad (7.2)$$

식(7.1)과 (7.2)는 기존 특성법에 의한 관내 수격작용의 수학적모형에 곧 응용될 수 있다. 이러한 간단한 수학적모형의 결과는 단일 수주분리가 예상되고 그 위치가 관의 상승부 등 쉽게 예측되는 경우 비교적 실측치와 잘 맞는 것으로 알려져 있다. 그러나, 다수의 수주분리현상이 계속해서 일어나거나 공기방출이 상당하여 압력파의 전파속도가 더 이상 일정하지 않은 경우 그 결과는 실측치보다 훨씬 크게 나타나므로 이러한 수학적모형의 사용에 상당한 주의를 요한다.

7.2 공기방출 모형(Air Release Model)

대부분의 액체는 상온에서 어느정도의 용용기체(dissolved gas)를 함유하고 있으며 특히 흐르는 액체는 어느정도의 자유기체(free gas)들을 포함하고 있다.

화학분야에서 잘 알려진 Henry의 법칙은 온도가 일정한 때 압력에 따른 용용기체의 부피의 변화를 보여주는 것으로 다음과 같이 표시된다.

$$\frac{V_s}{V_0} = S \frac{H_s}{H_0} \quad (7.3)$$

윗식에서, V_1 와 V_0 는 각각 포화상태에서의 용융된 기체의 부피(표준상태로 환산된)와 표준상태에서의 용융기체의 부피를 나타내며, H_s 와 H_0 는 각각 포화상태와 표준상태에서의 액체의 압력수두를 표시한다. S는 Henry법칙의 비례상수로 용매와 용질에 따라 결정된다. 식(7.3)은 평형상태에서의 관계식이며 관내의 액체의 압력이 H_s 보다 작아지는 경우 액체내에 녹아있던 기체는 방출되기 시작하며 단위부피당 방출되는 기체질량의 시간률 m 은 다음과 같이 표시될 수 있다.

$$\dot{m} = C_k(H_s - H_a) ; H_a \leq H_s \quad (7.4)$$

윗식에서 C_k 는 S 등의 함수이며 H_a 는 과도류에서의 관내 절대압력이다.

전술한 바와 같이 식(7.3)이나 (7.4)는 평형상태에서의 관계식이므로 과도류에서와 같이 짧은 시간 동안에 압력이 변하는 경우에는 엄밀한 의미에서 성립되지 않는다. 또한 공기방출에서 다시 공기용융으로의 역과정은 보다 긴 시간이 필요하므로 보통 과도류 해석에서는 관내압력이 포화압력 H_s 보다 커지는 경우 단순히 공기 방출이 끝나는 것으로 가정한다.

실제에 있어서 과도류시 방출되는 공기의 양은 주의 액체의 양에 비해 매우 적다. 그러나 강좌 I에서 서술한 바와 같이 액체내의 압력과 전파속도는 액체내에 포함된 공기의 양에 대해 매우 민감하므로 이러한 공기방출의 현상은 과도류의 수학모형에서 쉽게 무시될 수 없다.

액체-기체 혼합물에서의 압력파의 전파속도 a' 는 다음과 같이 표시된다.

$$a' = \frac{a}{\sqrt{1 + C_2 m / P^2}} \quad (7.5)$$

$$\text{여기서, } C_2 = \frac{RTK_1}{1 + K_1 D/Et} \quad (7.6)$$

윗식에서 a 는 액체만의 경우의 파속으로 식(3.24)로 표시되며, 첨자 '1'은 액체를 나타낸다. 기타의 부호들은 전고에서 이미 정의하였으므로 그 설명은 생략한다. 예로서, $K_1 D/Et = 1$ 인 경우, 압력이 대기압의 반으로 줄면 기체/액체 부피의 비가 0.01%인 경우에도 파속은 액체만의 경우보다 반 이하로 크게 준다.

이와 같이 파속이 변하는 경우의 과도류의 수학모형은 소위 Characteristics Grid 모형이 매우 편리한 것으로 알려져 있다. 이러한 Characteristics Grid 모형에서는 Specified Time Interval 모형과 달리 Δx 와 Δt 의 크기가 일정하지 않고 파속 a' 에 맞추어 변하게 된다. 그러나, 이러한 모형은 단일관의 경우에만 그 취급이 간단할 뿐 다수관으로 구성된 관망의 수학모형에는 매우 불편하다. 따라서, 복잡한 관망에서의 수격작용의 해석에는 여전히 Specified Time Interval 모형이 편리하다. 다만 이 방법의 단점인 보간의 의한 numerical damping의 문제는 Δx 를 가능한 작게 함으로써 어느정도 해결할 수 있다.

식(7.5)로 표시되는 파속 a' 는 압력 P대신 절대압력수두 H_a 를 이용하면 다음과 같이 변환된다.

$$a' = \frac{a H_a}{\sqrt{C' + H_a^2}} \quad (7.7)$$

$$\text{여기서, } H_a = H - Z + Hatm \quad (7.8)$$

윗식에서 H는 상대압력수두(piezometric head), Z는 위치수두, Hatm은 대기압을 나타내며, $C' = C_2 m / \gamma^2$ 이다. 따라서 식(4.7)~(4.10)으로 표시되는 특성방정식들에서 a대신 a' 값을 사용하고 Specified Time Interval모형에서와 같이 $R \sim P(C')$ 와 $S \sim P(C')$ 간에 적분하여 차분방정식을 얻을 수 있다.

위와 같은 공기방출을 고려한 수학모형의 결과는 일반적으로 공기방출을 고려하지 않은 수주분리모형보다 우수한 것으로 알려져 있다(Swaffield, 1972; Kranenburg, 1974; Provoost, 1976). 다만, 이 모형에서는 방출되는 공기의 양을 결정하는 식(7.4)의 C_k 값의 변화에 따라 파속이 민감하게 변하므로 그에 대한 정확한 추정이 중요하게 된다.

사실, 이러한 모형들은 단지 수주분리/공기방출을 비교적 간단히 모형화한 것들로서 이러한 과제자체가 현재까지 과도류에서의 주요 연구대상이 되고 있으며 완전 실용화하기는 아직 미흡하다. 이러한 연구들은 미국 토목학회나 기계공학회 논문지는 물론 영국의 BHRA(British Hydromechanics Research Association)에서 주최하는 Pressure Surge에 관한 세계학회(Internation-

al Conference on Pressure Surge, ICPS)와 수주분리에 관한 원탁회의(Round Table Meeting on Water Column Separation, RTMWCS)등에서 집중적으로 참고문헌을 얻을 수 있다. ICPS와 RTMWCS등은 1970년초부터 3~4년 간격으로 열리고 있으며 이 분야에서는 가장 전문적인 학회로서 발간된 논문집은 수주분리/공기배출 등은 물론 일반 과도류 연구에 관한 좋은 자료를 제공하고 있다.

7.3 Entrapped Air

전술한 바와 같이 entrapped air는 빈관을 급속히 채우는 경우에 관내의 공기가 관망 끝으로 밀려 갇히는 경우나 상승된 관의 정점 부근에 갇힌 공기가 물려 형성된다.

관내에 갇힌 공기는 경우에 따라서는 관망시스템에 다음과 같이 심각한 문제를 야기시킬 수 있다.

- 1)관단면적을 실질적으로 감소시켜 소통능력을 감소시킨다.
- 2)흐름의 변동에 의한 강한 압력파를 발생시킬 수 있다.
- 3)갇힌 공기를 공기배출밸브(air release valve)로 빼낼 때 강한 수격작용이 일어날 수 있다.

이러한 문제를 야기시킬 수 있는 entrapped air는 다음과 같은 원인에 의해 관망내에 형성될 수 있다.

- (1)빈관을 채울 때 관내의 공기가 갇히는 경우
- (2)펌프 등의 관입구를 통해 액체가 채워질 때
- (3)온도나 압력의 변화에 따라 액체에 녹아 있던 공기가 방출되는 경우
- (4)공기배출밸브나 사이폰 브레이커(Siphon brakers)에 부압이 걸리는 경우

위와 같은 여러 원인들에 의해 관내에 갇힌 공기를 제거하기 위한 대표적인 방법으로서는 파이프의 정점에 공기배출밸브를 설치하는 것이다. 그러나 이러한 공기배출밸브 자체에도 공기가 완전히 빠져나갈 때 뒤따라 오는 액체가 밸브에 부딪힘으로써 강한 수격작용이 일어나 관망에 해를 끼칠 수 있다는 문제가 있다. 이러한 현상에 관한 집중적인 실험연구가 1968년 이래 미국 Colorado주립대학에서 계속적으로 수행된 바 있으며, 그 연구의 종합적인 결과가 J-M Pipe의 매뉴얼로써 소개되었다. 또한, 공기배출밸브와 같

은 관 단면이 급속히 변하는 곳에서의 액체의 채움에 의한 수격작용의 수학적모형이 Woo & Papdakis(1987)에 의해 제시되었다. 이러한 관 단면의 급축소 부분에서의 수격작용에 관한 해석적 연구는 최근에 우효섭, 이삼희(1989)에 의해 발표되었다.

또한, 관내에 갇힌 공기를 제거하는 방법으로 소위 'clearing velocity'에 관한 실험적 연구가 Wisner, et al.(1975)에 의해 수행된 바 있다. 이러한 clearing velocity의 개념은 경제적, 공학적으로 공기 배출 밸브 등 기계적인 방법보다 유리하지 못한 것으로 알려져 있다.

8. 수격작용의 완화 방법

지금까지 수격작용의 물리적 해석과 수학적 취급을 여러가지 경제조건에 대해 논하였다. 이러한 수격작용에 의한 과도한 압력의 증가나 감소, 수주분리, 정전에 의한 펌프의 중지나 load rejection에 의한 터빈의 과속 등 관망 시스템에 해를 끼칠 과도류를 억제하기 위한 장치로서 Surge tank, Air chamber, 밸브 등이 사용된다. 여기서는 이러한 수격작용을 억제하거나 감소시키기 위한 실용적인 방법들에 대해 논한다.

장좌 I에서 서술한 바와 같이, 일반적으로 수격작용에 의한 압력변화는 식(1.3)으로 표시된다.

$$\Delta P = \rho_a \Delta V \tag{1.3}$$

따라서, 수격작용에 의한 압력변화 ΔP 를 줄이기 위해서는 유속변화 ΔV 를 줄이거나 과속 a 를 줄여야 할 것이다. 예로서, ΔV 를 줄이기 위해서는 밸브의 개폐속도를 조절하여야 할 것이다. 실제로, 밸브의 조절속도를 최적화하여 관내의 수격압력변화를 어느 한계 이내로 제한시키고 밸브가 완전히 개폐되었을 때 관내 과도류를 사라지게 하는 밸브조작을 'Valve stroking'이라 하며 이러한 optimal valve control은 본고에서는 안 다루었지만 과도류해석의 한 분야를 이루고 있다.

8.1 파속감소에 의한 방법

식(1.3)에서 과속 a 는 일반적으로, 1)관벽재료

의 탄성과 관의 형상, 2)액체의 압축성, 3)관내의 자유기체의 양 등에 의존한다. 따라서, 위의 세가지 요소를 변화시킴으로 파속 a 를 감소시켜 수격작용을 억제시킬 수 있다.

예로서, 관망시스템에 공기를 약간 주입시켜 파속을 감소시키는 방법 등이 실용화되고 있다. 또한, 관의 형상을 약간 비원형으로 하여 수격작용의 발생시 관단면이 급히 원형으로 바뀔에 따라 파속을 감소시키는 방법이 있다. 관망시스템의 조건이 허락하는 경우, 관재료로 유연한 호스를 사용하여 파속을 감소시키는 방법도 있다.

8.2 Air Chamber

그림 8.1과 같이 관내의 한 부분에 공기와 물이 반씩 주입된 '방'(chamber)을 설치함으로써 수격작용에 의한 압력파를 흡수할 수 있게 한 장치를 Air Chamber 또는 Air accumulator라 한다.

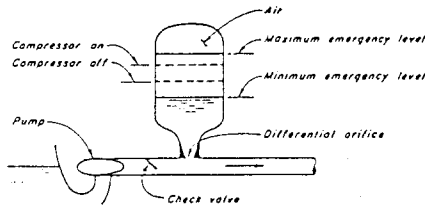


그림 8.1 수격작용의 완화를 위한 Air Chamber(Applied Hydraulic Transients, Chaudhry, 1987)

이러한 Air chamber는 작은 규모로도 매우 효율성이 있으므로 펌프 배출구 직하류나 기타 수격작용이 예상되는 곳에 널리 사용된다. 가정내 수도장치 주의의 급수관망에도 이러한 기능을 가진 소규모 Air chamber가 사용되기도 한다. 다만 이러한 Air chamber의 정비에서 주의할 것은 '방'내의 공기가 액체에 서서히 녹아 들어 들기 때문에 주기적인 재주입이 필요하다는 점이다.

8.3 調壓水槽(Surge Tank)

조압수조는 관망에 연결된, 위가 열린 수조로서 관망에 강한 수격과가 발생하는 경우 하류에서 발생한 압력파를 반사시키고 압력파를 상쇄시키는 장치이다. 조압수조의 종류는 매우 다양하여 그림 8.2와 같은 단순한 조압수조, 오리피스 조압수조, 단순 조압수조와 오리피스 수조를 결합한 차동조압 수조(Differential surge tank)등이

있다. 이러한 조압수조는 수력발전소의 수압관(penstock)이나 펌프 직하류 또는 하류단 밸브직전에 설치된다.

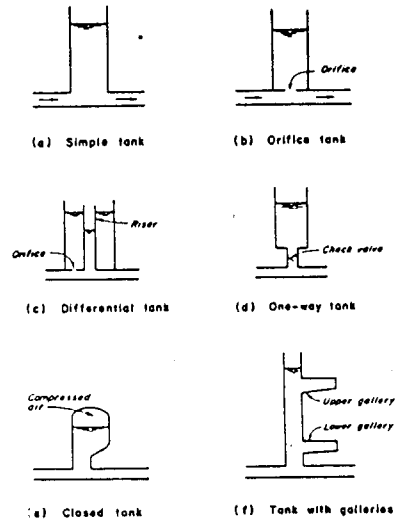


그림 8.2 여러가지 형태의 조압수조 (Applied Hydraulic Transients, Chaudhry, 1987)

8.4 밸브

관망에서 과도류를 조절하기 위한 밸브로서 다음과 같은 것들이 있다.

- (1) 안전 밸브(Safety valve)
- (2) 압력 완화 밸브(Pressure-relief valve)
- (3) 압력 조절 밸브(Pressure-regulating valve)
- (4) 공기 흡입 밸브(Air-inlet valve)
- (5) 체크 밸브(Check valve)

그림 8.2에서 보이는 안전밸브는 관내의 압력이 증가하여 어느 일정한도를 넘어서면 스프링작용에 의해 자동으로 열리게 되어 관내 압력을 감소시키고 어느 이하로 감소되면 다시 닫히게 되어 관내 압력을 일정하게 유지시키는 작용을 한다.

압력완화밸브는 안전밸브와 기능은 비슷하나 다만 열리는 정도가 관내 압력의 증가정도에 비례한다는 것이다. 이러한 장치는 특히 원자력 발전소의 냉각수 순환 시스템에서의 Safety/Relief valve(SRV)에 사용된다.

압력조절밸브(PRV)는 펌프의 직하류나 터빈의 직상류에 설치되어 Servomotor에 의해 개·폐되는 조절밸브이다. 이러한 밸브의 개·폐 시간은 미리 조정되어 PRV에 세팅될 수 있다.

장치 자체의 거동을 수학적모형화한 방정식 등이 사용될 수 있다.

맺 는 말

본 강좌의 제 III부에서는 펌프, 터빈 등과 같은 수력기계에 의한 수격작용, 수주분리/공기방출/감힌 공기, 그리고 수격작용의 완화방법에 대해 간략하게 기본적인 개념과 내부 경계 조건으로서의 수학적인 취급 방법에 대해 설명하였다. 본 강좌 전체에 걸쳐 보다 상세한 사항들을 이해하고자 하는 경우 과도류에 관련된 참고서적, 특히 Hydraulic Transients나 Applied Hydraulic Transients 등을 참고하기를 바란다. 위의 두권의 참고서는 이 분야에서는 널리 알려져 있고 또한 강의, 연구 등에 많이 사용되고 있는 서적들이다.

특히, Whylie와 Streeter의 Hydraulic Transients는 저자들이 이 분야의 선구적인 연구가들로서 1967년 초판이 나온 이래 1983년 다시 최근판이 나왔다. 이 책의 특징은 간결한 수학적인 표현으로 어려운 물리현상을 설명하는 것으로 과도류의 해석에 처음 대하는 사람들에게는 다소 어려운 감이 있다. Chaudhry의 Applied Hydraulic Transients는 최근 1987년에 나온 책으로서 무엇보다도 풍부한 Case Study가 수록되어, 초보자들도 과도류 해석의 완전 이해 없이 참고할 수 있다는 장점이 있다.

Watters의 Analysis of Control of Unsteady Flow in Pipelines은 비교적 쉽게 관망에서의 수격작용에 관해 설명하고 있으나 본격적인 과도류 해석 참고서로서는 부족한 면이 있다. 그 밖에, Parmakian(1963), Fox(1977) 등 여러사람들에 의해 과도류 해석에 관해 참고서가 나온 바 있으나 대부분 컴퓨터 활용시대 이전의 책으로서 주로 Arithmetic waterhammer나 Graphical waterhammer 등을 강조하였다.

과도류에 관한 전문적인 세계학회로는, 전술한 바와 같이 RTMCS와 BHRA주관의 ICPS 등이 있으며 그 밖에 IAHR 주관의 과도류에 관한 Working Group Meeting 등이 있다. 이러한 전문학회에서는 과도류에 관해 집중적으로 3~4년 간격으로 Symposium이나 Conference를 열어 연구업적들이 발표되고 있다.

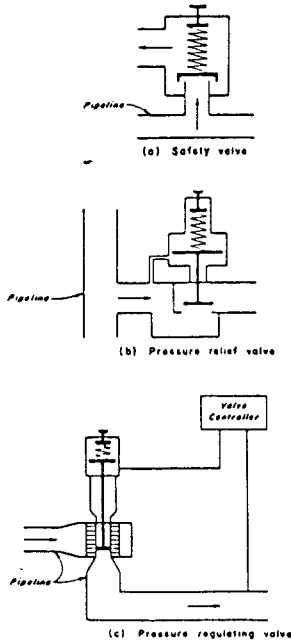


그림 8.3 안전밸브, 압력완화밸브, 압력조절밸브 (Applied Hydraulic Transients. Chaudhry, 1987)

공기흡입밸브는 관내에 부압이 발생하는 경우 외부의 공기를 흡입시켜 관내압력을 조정하여 관이 부압에 의해 수축과괴되는 것을 막는 역할을 한다. 또한, 이 밸브의 수주분리에 의해 분리된 두 수주가 다시 맞 부딪치는 경우 발생할 수격압력을 공기의 'cushoning'효과에 의해 감소시키는 역할을 한다.

체크밸브는 관내 액체의 흐름을 어느 한 방향으로만 유도시키는 역할을 한다. 이러한 체크밸브는 펌프의 직하류나 조압수조 입구 등에 설치되어 과도류에 의한 역류현상을 막아준다.

지금까지 소개한 각종 수격압력완화장치들은 관망시스템의 일부로서 설치된다. 따라서 이러한 관망을 수학적모형화하는 경우 수격압력완화 장치들은 일종의 내부경계(internal boundary)로 간주되어 모형화되어야 한다. 따라서, 한 내부경계점에 적용될 방정식들로는 1)C⁺-방정식, 2)C⁻-방정식, 3)압력완화장치를 수학적모형화한 방정식 등으로 구성된다. 예로서, Air chamber에는 공기의 압축·팽창에 관한 Polytropic expansion모형과 연속방정식, 조압수조에는 연속방정식과 orifice방정식, 밸브에는 적절한 연속방정식과 밸브

이와같이 洪水流出과 長期流出은 불가분의 관계가 있다. 土地利用變化가 長短期流出 혹은 長

期流出에 미치는 영향의 表現法, 評價法에 대해서는 앞으로의 연구에 기대해야 할 것이다.

→ 59p에서 계속

강좌 I에서 언급한 바와 같이, 이러한 수력기계나 관망 시스템에서의 과도류에 관한 연구는 수리학의 중요분야임에도 우리나라의 경우 그에 관한 강의나 연구 등이 타 분야에 비해 소홀한 편이었다. 그 이유는 우리나라에서는 토목공학보다는 他 Discipline에서(기계공학, 원자핵공학 등)에서 이 분야를 주로 다루었기 때문일 것이다. 그러나, 관에서의 물의 흐름에 관한 공학적 해석 및 설계는 토목공학(수리학)에서 뺄 수 없는 중요 분야이며 외국의 경우 여러 Discipline에서 공히 접근하는 것을 고려하면 우리나라의 경우도 토목공학분야에서 과도류의 해석에 관해 보다 활발한 강의, 연구가 수행되었으면 한다.

예로서, 최초의 창원단지의 용수공급을 하는 펌프관망의 사고는 펌프의 급정지에 의한 수격작용에 의해 일어난 것으로 알려져 있다. 이러한 대규모 사고에 의한 피해(수백억추산)를 감안하면 과도류의 해석은 수리학/토목공학 분야에서 실로 간과될 수 없음을 보여주고 있다.

끝으로, 淺學인 필자의 지루한 강좌를 조금이나마 읽은 독자들에게 심심한 감사를 표하며 본 강좌에서 설명된 사항들 중에서 조금이라도 미흡한 면이 있으면 기탄없이 질책해 주기를 바란다.

참 고 문 헌

- 1)Fox, J. A.(1977) Hydraulic Analysis of Unsteady Flows in Pipe Networks, John Wiley & Sons, Inc., New York.
- 2)J-M Pipe, Concepts of waterhammer and air entrainment in the filling and testing of pipelines, J-M Manufacturing Co., Stockton, Calif.
- 3)Kranenburg, C.(1974), Gas release during transients cavitation in pipes, J. Hyd. Eng., ASCE, Vol. 100, No. HY10, Oct.
- 4)Marchal, M., Fleshk, G., and Suter, P.(1965), The calculation of waterhammer problems by means of the digital computer, Proc. Int. Symp. Waterhammer Pumped Storage Projects, ASME, Chicago, Nov.
- 5)Parmakian, J.(1963) Waterhammer Analysis, Prentice-Hall, Inc., Englewood Cliffs, N. J.(Dover Reprint).
- 6)Provoost, G. A.(1976), Investigation into cavitation in a prototype pipeline caused by water hammer, Proc. 2nd. Int. Conf. Pressure Surges, Bedford, England, BHRA, Sep.
- 7)Swaffield, J. A.(1972), Column separation in an aircraft fuel system, Proc. Int. Conf. Pressure Surge, Canterbury, England. Paper C2, BHRA, Fluid Engl., Sep 6-8.
- 8)Wisner, P. E.(1975), Mohsen, F. N., and Kouwen, N., Removal of air from water lines by hydraulic means, J. Hyd. Eng., ASCE, Vol. 101, No. HY2, Feb.
- 9)Woo, H. S., and Papadakis, C. N., (1987), Forces in initially empty pipes subject to rapid filling, Fluid Transients in Fluid-Structure Interaction-1987, The Winter Annual Meeting of the ASME, Boston, Mass., Dec.13-18.
- 10)우효섭, 이삼희(1988);빈관의 급속한 채움에 의한 관단면의 급축 부분에서의 수격작용, 한국수문학회지, 제 22권 제 4호.